

船用标校系统支座结构的计算机 辅助工程分析与计算

王 延 风

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130022)

摘要 本文借助于计算机辅助工程分析手段对支座结构两种设计方案进行分析、比较,分别计算了支座结构在倾斜和不倾斜情况下的位移、变形、A面相对B面不平行角和自振频率。找出薄弱环节,提出改善途径。通过设计—分析—修改的迭代过程,得到满意的设计方案。

关键词: A面相对B面不平行角; 刚度; 固有频率。

1 引 言

随着科学技术的发展,对于象光电经纬仪、光电跟踪仪、空间相机等高精密仪器要求越来越高,不仅精度、灵敏度及稳定性要求高,而且工作环境越来越苛刻,标校经纬仪、光电跟踪仪常常装在船上进行测量,工作环境恶劣,经常遇到风浪,使船颠簸倾斜,影响测量精度。支座结构是标校装置的基础,其上表面(A面)装经纬仪,底面(B面)装惯导装置,A面相对B面的不平行角的大小对测量精度有直接影响,所以对A面相对B面不平行角要求很高,限定在角秒级。在支座处于正常位置(不倾斜)时,由于变形引起的A面相对B面不平行角可通过光学测量手段进行测量并加以调平,但在海上有风浪时支座结构倾斜,由倾斜力矩产生的不对称变形而引起的A面相对B面不平行角很难实验测量和校正。因此采用计算机辅助工程分析(CAE)手段,针对几种不同支座结构方案,用有限元法在计算机上进行不同载荷工况(如在支座倾斜状态下)的模拟,分析计算,为设计提供一种科学依据,找出薄弱环节,达到优选方案、优化设计的目的。

2 技术要求

支座结构应满足以下主要技术指标:

收稿日期: 1994年4月8日

- 1 A 面相对 B 面的不平行角不能超过 $4''$;
- 2 系统的自振频率应大于 20 赫兹。

由于 A 面相对 B 面不平行角主要由变形引起,所以对结构刚度要求较高,应尽量减小 A 面、B 面的变形。

3 分析计算内容

在支座倾斜 10° 情况下 (两种方案模型见图 1、图 2), 求:

- 1 最大变形及 A 面相对 B 面的不平行角 (二方向或最大方向);
- 2 支座结构自振频率及振型。

4 有限元力学模型

4.1 有限元网格的划分

根据支座的结构特点及工况条件 (采用钢板焊接、钢板厚度与其它两个方向的尺寸比值很小,较薄,载荷是支座本身的重力及经纬仪的惯导装置自重对支座的作用),采用板壳单元。

表 1 材料、物理属性表 (单位: kg mm s)

材 料 属 性	物 理 属 性
材 料: A16 钢	需输入板壳厚度值
弹性模量: $E = 2.1 \times 10^4 \text{kg/mm}^2$	方案 2 A 面、B 面板壳厚
泊松比 $\mu = 0.3$	度比方案 1 增加
密 度 $\rho = 7.8 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$	

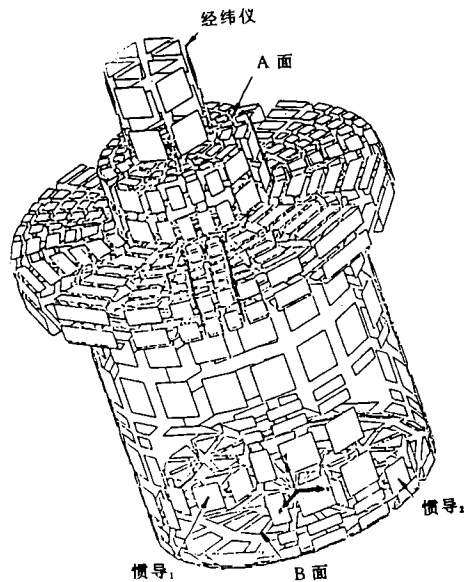
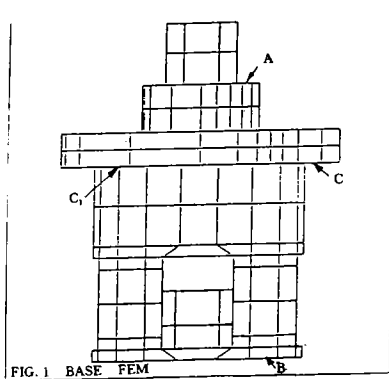


图 1 方案 1 系统有限元模型 (装经纬仪和惯导装置) 图 2 方案 2 系统有限元模型 (装经纬仪和惯导装置)

由于与支座相联的经纬仪及惯导装置具有较大质量,且自身刚度远大于所联结的支座面板,故在模型中作为具有集中质量的刚体处理。

考虑到支座中心对称的结构特点,工作时倾斜的情况及所关心的振型,选取沿 A 、 B 面法线方向即 UY 方向自由度为主自由度,附加主自由度为 $UX, ROTX, ROTZ$ 。

图 1 是方案 1 系统(装经纬仪和惯导)的有限元模型,整个系统模型一共有 1010 个节点,1116 个单元;支座本身有 992 个节点,1068 个单元

图 2 是方案 2 系统(装经纬仪和惯导)的有限元模型,整个系统模型一共有 991 个节点,1114 个单元。

4.2 边界条件

整个座在 C 面一个圆周上的三点由 M16 螺栓固紧,限制整个支座作平移与回转运动,故作出全约束处理,约束为: $UX = 0, UY = 0, UZ = 0, ROTX = 0, ROTY = 0, ROTZ = 0$

4.3 载荷形式

方案 1:

工况 1: 在支座倾斜 10° 的情况下,支座本身自重及经纬仪和惯导装置的重量,其中经纬仪重 1.5 吨,惯导装置重 300kg。经纬仪和惯导装置对支座的作用采用集中载荷,大小分别是经纬仪和惯导装置的重量,作用点分别位于各自的重心位置。

工况 2: 支座处于正常位置(不倾斜)的情况下,其它与工况 1 相同。

工况 3: 不带惯导装置,其它与工况 2 相同。

方案 2:

工况 1: 在支座倾斜 10° 的情况下,支座本身自重及经纬仪和惯导装置的重量,其中经纬仪重 1.5 吨,每个惯导装置重 174kg。

工况 2: 支座处于正常位置(不倾斜)的情况下,其它与工况 1 相同。

5 工程分析计算

采用国际先进的 ANSYS 工程分析有限元程序进行静力学分析和动力学分析计算。

静力学分析计算求变形,并计算变形后 A 面相对 B 面的不平行角,动力学分析计算求各阶的自振频率和振型。

6 结果和分析

图 3~图 7 分别是方案 1、方案 2 在工况 1、工况 2 变形后 A 面、 B 面在 Xt 轴上的节点 Xt — UY 位移曲线。

表 2 方案 1 静力分析计算变形结果数据 (单位: mm)

工 况	最大节点位移	节点号	方向	最大变形位置	最大变形
工况 1 (倾斜 10°)	-0.08339	76	-Y _t	B 面 (底板与惯导联结处)	0.07177 相对 N81
工况 2 (正常位置)	-0.08372	1	-Y _t	B 面 (底板中心位置)	0.07322 相对 N81
工况 3 不带惯导	-0.0772	1	-Y _t	B 面 (底板中心位置)	0.069 相对 N81
底板周边刚性约束 (U _X =0, U _Y =0, U _Z =0, ROT _X =0, ROT _Y =0, ROT _Z =0)	-0.01178	1	-Y _t	底板中心位置	0.01178
底板弹性约束 U _Y =0, 其它与工况 2 相同	-0.0717	1	-Y _t	底板中心位置	0.0717

表 3 方案 2 静力分析计算变形结果数据(单位:mm)

工 况	最大节点位移	节点号	方向	最大变形位置	最大变形
工况 1(倾斜 10°)	- 0.01909	19	- Y _t	C1 面	0.013 相对 N 27
工况 2(正常位置)	- 0.01938	19	- Y _t	C1 面	0.0123 相对 N27

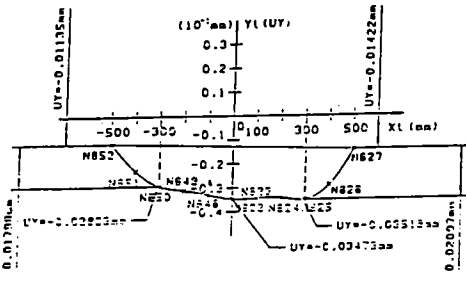


图 3 方案 1 变形 A 面在 X_t 轴上的节点 X_t - U_Y 位移曲线 (工况 1 倾斜 10°)

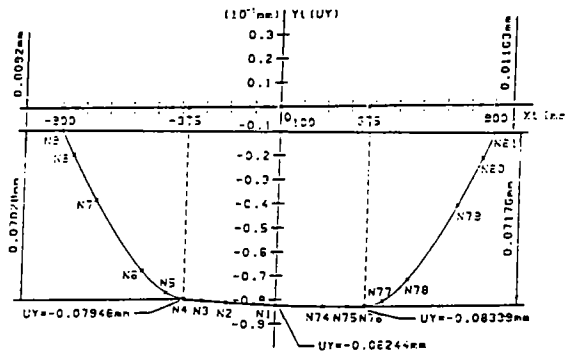


图 4 方案 1 变形后 B 面在 X_t 轴上的节点 X_t - U_Y 位移曲线 (工况 1 倾斜 10°)

从方案 1 变形的计算结果可以看出, 最大变形在 B 面, B 面上节点相对边缘节点 (N81) 的 Y_t 方向变形 $\Delta Y = |UY - UY(N81)|$, 其中 UY 为变形后节点相对于变形前的节点位移; UY(N81) 是边缘节点 (节点号为 81) 的节点位移, 在不倾斜的情况下相当于 B 面的整体向下平移量, 它等于与底板联结的圆筒的拉伸变形与随 C 面下移的量之和:

影响 B 面变形的主要因素：1 底板与筒联结的刚度；2 底板本身重量；3 惯导装置重量及与 B 面的联结方式和位置分布。其中底板与筒联结处的刚度影响非常大，随着底板边缘约束刚度的提高，最大变形明显减小。由于方案 1 有限元模型简化为（见图 1）B 面底板周边与圆筒焊成一体，联结处为弹性约束，计算的变形较大，为 0.07mm，在实际设计中，底板采用刚度很大的螺栓联结，在联结处焊一厚度较大的钢环，可使变形减小。

由于惯导装置使底板变形的同时为底板提供了一定的刚度，所以带惯导装置比不带惯导装置时 B 面变形增加不多。

在方案 2 中，最大变形发生在 C 面为 0.013mm，比方案 1 最大变形（在 B 面）减少 0.06mm，这是因为方案 2 在结构上作了改进：A 面、B 面钢板加厚，筒与 B 面之间焊一厚度较大的钢环，底板（B 面）与钢环用 16 个均布的螺栓联结，使底板与筒联结刚度提高；同时惯导装置数量、重量以及与 B 面的联结位置与方案 1 不同，惯导的数量增加到两个，每个惯导装置重量为 174kg，约为方案 1 的一个惯导装置重量的 1/2，重心高度比方案 1 降低，两个惯导装置放在 B 面的两侧，中心距较大，改变了 B 面的载荷分布，同时两个惯导装置提供一定的刚度，故 B 面变形比方案 1 明显减小。

在方案 1 中工况 1，由于倾斜 10°，使变形后 A 面相对 B 面有不平行角，A 面不平行角是变形后 A 面相对于变形前的不平行角；B 面不平行角是变形后 B 面相对于变形前的不平行角；A 面相对 B 面不平行角 = A 面不平行角 - B 面不平行角。

在 A 面 X_t 轴上经纬仪联结的两点（节点号：850, 825）连线 L₁ = 600mm

A 面不平行角 = arctg (UY(N825) - UY(N 850)) / 600 = -2.0489°。

在 B 面 X_t 轴上与惯导联结的两点（节点号：4, 76）连线 L₂ = 750mm，

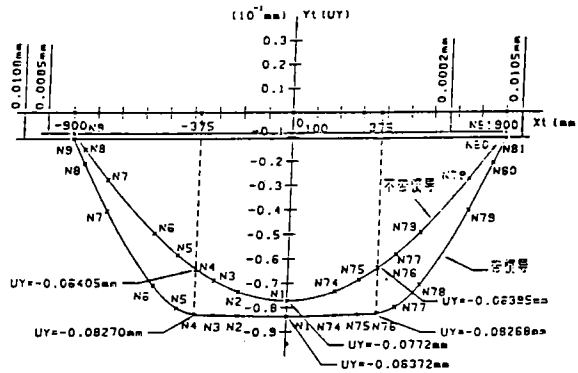


图 5 方案 1 变形后 B 面在 X_t 轴上的节点 X_t - UY 位移曲线（工况 2 不倾斜 10°）

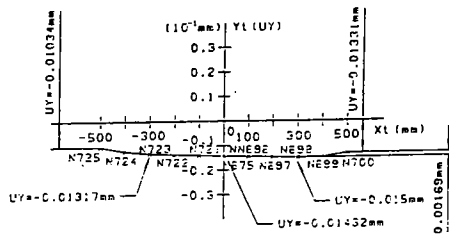


图 6 方案 2 变形后 A 面在 X_t 轴上的节点 X_t - UY 位移曲线（工况 1 倾斜 10°）

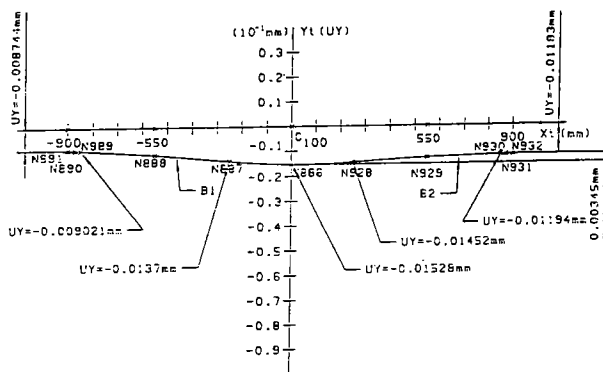


图 7 方案 2 变形后 B 面在 X_t 轴上节点 X_t - UY 位移曲线（工况 1 倾斜 10°）

表4 方案1 A面对B面的不平行角计算结果

节点号	A面: 850, 825 B面: 4, 76	A面: 840, 880 B面: 124, 52	A面: 810, 865 B面: 28, 100
A面不平行角	-2.0489"	-1.0244"	-1.0176"
B面不平行角	-1.0753"	-0.5253"	-0.55"
A面相对 B面不平行角	MAXIMUMS: -0.9736"	-0.4991"	-0.4676"

注:表中节点为A面、B面分别与经纬仪和惯导装置联结点,每组对应节点连线分别在 X_t 方向、与 X_t 成 60° 及 -60° 方向。

表5 方案2 A面相对B面的不平行角计算结果

工 况	工况1 (倾斜 10°)		工况2 (不倾斜)	
节点号	A面: 723, 698 B ₁ 面: 889, 887	A面: 723, 698 B ₂ 面: 930, 928	A面: 723, 698 B ₁ 面: 889, 887	A面: 723, 698 B ₂ 面: 930, 928
A面不平行角	-0.6291"	-0.6291"	-0.3884"	-0.3884"
B面不平行角	-1.6085"	0.8869"	-1.2582"	1.2411"
A面相对B面 不平行角	A面相对B ₁ 面: 0.9794"	A面相对B ₂ 面: -1.516"	A面相对B ₁ 面: 0.8698"	A面相对B ₂ 面: -1.6294"

B面不平行角 $=\arctg(UY(N76) - UY(N4)) / 750 = -1.0753''$,其中变形后节点76的 Y_t 方向位移 $UY(N76) = -0.08339\text{mm}$;同样变形后节点4的 Y_t 方向位移 $UY(N4) = -0.07948\text{mm}$ 。

A相对B面不平行角 $= -2.0489'' - (-1.0753'') = -0.9736''$ 在 X_t 方向节点连线 L_1 和 L_2 间不平行角最大,为 $-0.9736''$,在A面和B面与 X_t 垂直方向连线的不平行角趋于 0° 。

在方案2中,由于两个惯导放在B面中心的两侧,在支座在倾斜时,每个惯导如果不经校正调平,变形后在B₁面、B₂面相对变形前有不平行角 $1.25''$,在倾斜 10° 时,A面相对B面最大不平行角为 $1.1516''$ 。而实际情况是在支座不倾斜时对A面、B面进行校正调平,使在倾斜 10° 时变形后A面相对B面不平行角比 $1.1516''$ 减小。

表6 动力学计算结果数据

工 况	自振频率 (Hz)	薄弱环节	振动方向
方案1: 系统 (支座装经纬仪和惯导装置)	一阶	47.112	底板(B面)中部 Y_t
	二阶	100.65	A面 Y_t
	三阶	134.313	B面 ROTZ
倾斜 10° 支座本身不带经纬仪和惯 导装置	一阶	73.323	底板(B面)中部 B面法线
	二阶	134.136	B面 ROTZ
	三阶	269.93	A面 A面法线
不倾斜 支座本身不带经纬仪和惯 导装置	一阶	73.3144	底板(B面)中部 Y_t
	二阶	134.114	B面 ROTZ
	三阶	269.595	A面 Y_t

图 8 是方案 1 系统一阶振型图

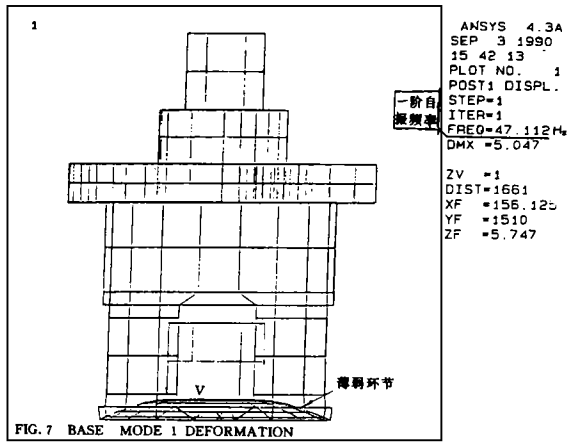


图 8 方案 1 系统一阶振型图 (带经纬仪及惯导装置) 10°自振频率相差不大, 如在不带惯导和经纬仪的情况下, 倾斜 10°比没倾斜一阶频率高 0.0086Hz, 工程上对此差异可以忽略不计。

7 结 论

1 在支座倾斜 10°的情况下, A 面相对 B 面最大不平行角在 1"左右, 小于许用值 4", 方案 1 和方案 2 均满足该项技术指标要求, 方案 2 结构刚度提高, 变形明显减小, 使倾斜 10°引起的 A 面相对 B 面不平行角比方案 1 要小些。

2 方案 1 系统 (支座装经纬仪和惯导装置) 的一阶自振频率为 47.112Hz, 大于 20Hz (许用值), 符合要求, 薄弱环节为 B 面, 一阶振动沿 B 面法线方向。方案 2 结构刚度比方案 1 明显提高, 而质量增加不多, 根据经验公式: 自振频率 $f = (1/2\pi) \sqrt{K/M}$, 并经动力学计算, 自振频率比方案 1 明显提高。由于与支座相联的经纬仪和惯导装置在模型中作为具有集中质量的刚体处理, 提高了系统的刚度, 故实际系统的自振频率可能会比计算结果低些, 如果能提高各个联结环节 (底板与筒联结、C 面三点固定及 A 面和 B 面与经纬仪和惯导联结) 的刚度, 并采取加筋措施, 可适当提高系统刚度, 使系统的自振频率接近计算结果。

3 支座倾斜 10°对自振频率的影响不大。

总之, 通过分析计算, 找出了薄弱环节及主要影响因素, 为修改设计指明途径, 改进设计, 减少盲目性, 实现优化设计。

参 考 文 献

- [1] Series 7000, Advanced Graphics Software Finite Element Preprocessor User's Reference 123-12732-007 Revision A, USA, Auto-trol Technology Corporation, 1988
- [2] Gabriel J. DeSalvo. Ph. D. and Robert W. Gorman, Ansys Engineering Analysis System User's Manual Revision 4.3, USA, Swanson Analysis Systems, INC. 1987
- [3] Robert D. Cook, 何穷, 程耿东译, 有限元分析的概念和应用. 北京, 科学出版社, 1981
- [4] 卢鐸, 光学机械, 1989, (3): 25-34

Computer-Aided Engineering Analysis and Calculation of the Base Structure for the Calibration System on Ship

Wang Yanfeng

(*Changchun Institute of Optics and Fien Mechanics, Chinese Academy of Sciences,*
Changchun 130022)

Abstract

In this paper, two different schemes of the base structure have been analysed and compared by means of Computer-Aided Engineering Analysis. Displacements and deformation, the angles between A and B , natural frequency have been calculated separately in the conditions of the base being slant and normal. The weakspots can be found out. The way of improving can be carried out. Through design and analysis iteration, the satisfide design scheme can be approached.

Key workds: The angle bwteem A and B , Stiffness, Natural frequency